

А.И. НАЗАРОВ, канд. техн. наук, доц ХНАДУ, Харьков;

Н.Е. СЕРГИЕНКО, канд. техн. наук, доц НТУ «ХПИ»;

И.А. НАЗАРОВ, студент НТУ «ХПИ»;

В.В. ВОЛОЩУК, канд. техн. наук, ст. научн. сотрудн. УкрНИИгаз, Харьков

ОЦЕНКА ЭНЕРГОНАГРУЖЕННОСТИ ТОРМОЗНЫХ МЕХАНИЗМОВ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБИЛЯ

В статье рекомендуется закон распределения тормозных сил выбирать таким, что кроме задач оптимизации процесса торможения обеспечивалась также приблизительно одинаковая энергонагрузка передних и задних тормозных механизмов.

В статті рекомендується закон розподілу гальмівних сил вибирати таким, що крім задач оптимізації процесу гальмування забезпечувалось також приблизно однакове енергонавантаження передніх і задніх гальмівних механізмів.

Proceeding from it, is recommended in the article to choose the law of regulation so that besides the optimization of braking process approximately the same power congestion of forward and back brake mechanisms should be provided.

Введение. Существующие способы и законы регулирования тормозных сил легковых автомобилей предполагают их изменение в соответствии с динамическим перераспределением нагрузки между осями автомобиля, а также с учетом изменения его массы [1].

В обоих случаях этот эффект достигается ограничением или изменением темпа роста максимального значения тормозной силы на передних или задних колесах. Причем во всех случаях регулирования должно происходить опережающее блокирование передних колес автомобиля [2], поскольку в противном случае потеря курсовой устойчивости автомобиля неизбежна. В реальных тормозных системах коэффициент распределения тормозных сил выбирается в пределах 0,6-0,75.

Постановка проблемы. Исходя из выше изложенного, в работе рекомендуется закон регулирования выбирать таким образом, чтобы кроме решения задач оптимизации процесса торможения обеспечивалось также примерно одинаковая энергонагруженность передних и задних тормозных механизмов. На этот же факт обращается внимание в работах [3, 4]. При рассмотрении влияния эксплуатационных факторов на тормозную динамику автомобиля, оборудованного регулятором тормозных сил, предлагается учитывать то, что рациональность выбора способа регулирования тормозных сил следует оценивать не только по эффективности и сохранению устойчивости автомобиля при торможении, но и по расширению зоны допустимых пределов неравномерного снижения эффективности действия тормозных механизмов.

Анализ последних исследований и публикаций. Необходимо отметить, что процесс распределения тормозных сил между осями автомобиля носит не постоянный характер, так как может существенно меняться в режиме служебных торможений [5]. Так в работе [6] указывается, что при испытаниях автомобилей, использующих смешанную тормозную систему и оборудованных регуляторами тормозных сил, позволяющими осуществлять их четкое динамическое регулирование, происходит значительное запаздывание срабатывания привода задних тормозов по сравнению с приводом передних. Это приводит к тому, что служебные торможения осуществляются в основном передними тормозами, что естественно и без того увеличивает их энергонагруженность и ухудшает тепловой режим работы.

Произведем оценку энергонагруженности тормозов автомобилей семейства LANOS SENS при существующем постоянном и предлагаемом распределении тормозных сил между осями.

Изложение основного материала исследования. Соотношение удельной энергонагруженности передних и задних тормозов легкового автомобиля при служебных торможениях, а, следовательно, и стабильность их характеристик, определяется коэффициентом распределения тормозных сил:

$$\beta = \frac{T_1}{T_1 + T_2}, \quad (1)$$

где T_1 и T_2 - тормозные силы на передней и задней осях автомобиля, Н.

Оценку будем производить при режимах предварительного нагрева тормозов, соответствующих испытаниям Тип I и Тип II [7].

Суммарная кинетическая энергия, кДж, поглощаемая тормозами легкового автомобиля с полной массой за i -ое торможение предварительного этапа испытаний Тип I, равна:

$$E_{Ti} = 0,12 \cdot 10^{-3} \cdot g_{\max}^2 \cdot G / g, \quad (2)$$

где $g_{\max} = 37,5 \text{ м/с}$ - максимальная скорость движения автомобиля;

$G = 15950 \text{ Н}$ - вес автомобиля с полной загрузкой;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ - ускорение свободного падения.

Суммарная работа трения, кДж, совершаемая тормозами при последовательных торможениях предварительного этапа испытаний Тип I:

$$A_{mun1} = \sum_{i=1}^n E_{Ti}, \quad (3)$$

где $n=15$ - число торможений за цикл.

Средняя мощность трения, кВт, за цикл торможений:

$$\bar{N}_{mun1} = \frac{A_{mun1}}{\tau_n}, \quad (4)$$

где τ_n – время одного цикла торможений, с.

Суммарная работа трения, кДж, совершаемая тормозами автомобиля на предварительном этапе испытаний Тип II:

$$A_{mun2} = G \cdot l \cdot 10^{-3} \cdot \sin \alpha, \quad (5)$$

где l - длина спуска, м;

α - угол продольного уклона, град.

Средняя мощность трения, кВт, при этом:

$$\bar{N}_{mun2} = \frac{A_{mun2} \cdot g}{l}, \quad (6)$$

где g - скорость затормаживаемого автомобиля на спуске, м/с.

Предварительный этап испытаний Тип I и Тип II легковых автомобилей проводят методом последовательных торможений, режим которых задан в табл.1 [7]. Нагрев тормозов автомобиля при испытаниях Тип I осуществляется серией периодических торможений на ровной дороге с начальной скоростью торможения до конечной, а при Тип II – на спуске при поддержании постоянной скорости движения.

Таблица 1– Режимы предварительного этапа испытаний Тип I и Тип II

Тип I					Тип II		
Начальная скорость торможения g_0 , м/с	Конечная скорость торможения g , м/с	Установившееся замедление j , м/с ²	Длительность одного цикла, τ_n , с	Число торможений, n	Длина спуска l , м	Угол наклона спуска, α , град	Скорость на спуске, g , м/с
0,8 g_{max}	0,5 g_0	3,0	45	15	6000	3,4	8,3

Работа, кДж, и средняя мощность трения, кВт, развиваемые передними дисковыми тормозами автомобиля:

$$A_{Tp1} = \beta \cdot A_{mun1}, \quad (7)$$

$$\bar{N}_{Tp1} = \beta \cdot \bar{N}_{mun1}, \quad (8)$$

а работа и средняя мощность трения, совершаемая задними барабанными тормозными механизмами, соответственно определяются как:

$$A_{Tp2} = (1 - \beta) \cdot A_{mun1}, \quad (9)$$

$$\bar{N}_{Tp2} = (1 - \beta) \cdot \bar{N}_{mun1}, \quad (10)$$

где $\beta = 0,78$ - действительный коэффициент постоянного распределения тормозных сил автомобиля LANOS SENS.

Результаты расчетов параметров для оценки энергонагруженности тормозов автомобиля приведены в табл.2.

Таблица 2 – Оценка энергонагруженности тормозов LANOS SENS

Оценочный параметр		Значение оценочного параметра при испытании	
		тип I	тип II
A_i , кДж		4115,5	5676
\bar{N}_i , кВт		91,5	7,85
$\beta = 0,78$	A_{Tp1} , кДж	3210	4427
	\bar{N}_{Tp1} , кВт	71,37	6,12
	A_{Tp2} , кДж	905,5	1249
	\bar{N}_{Tp2} , кВт	20,13	1,7
$\beta = 0,73$	A_{Tp1} , кДж	3004	4143,5
	\bar{N}_{Tp1} , кВт	66,8	5,7
	A_{Tp2} , кДж	1111	1532,5
	\bar{N}_{Tp2} , кВт	24,7	2,1
$\beta = 0,61$	A_{Tp1} , кДж	2510	3462,4
	\bar{N}_{Tp1} , кВт	55,8	4,8
	A_{Tp2} , кДж	1605	2213,6
	\bar{N}_{Tp2} , кВт	35,7	3,1
$\beta = 0,5$	A_{Tp1} , кДж	2057,75	2838
	\bar{N}_{Tp1} , кВт	45,7	3,9
	A_{Tp2} , кДж	2057,75	2838
	\bar{N}_{Tp2} , кВт	45,7	3,9

Примечание. Индекс 1 относится к тормозам передней оси, индекс 2 – к тормозам задней оси.

Анализ расчетных данных табл. 2 показывает, что с уменьшением коэффициента распределения тормозных сил между осями легкового автомобиля, мощность трения в тормозных механизмах передней оси увеличивается, а мощность трения в тормозных механизмах задней оси уменьшается. Следовательно, снизить энергонагруженность тормозов передней оси можно за счет уменьшения коэффициента распределения тормозных сил между осями легкового автомобиля (увеличив угол наклона прямой 6 существующего постоянного распределения от оси абсцисс см. рис.).

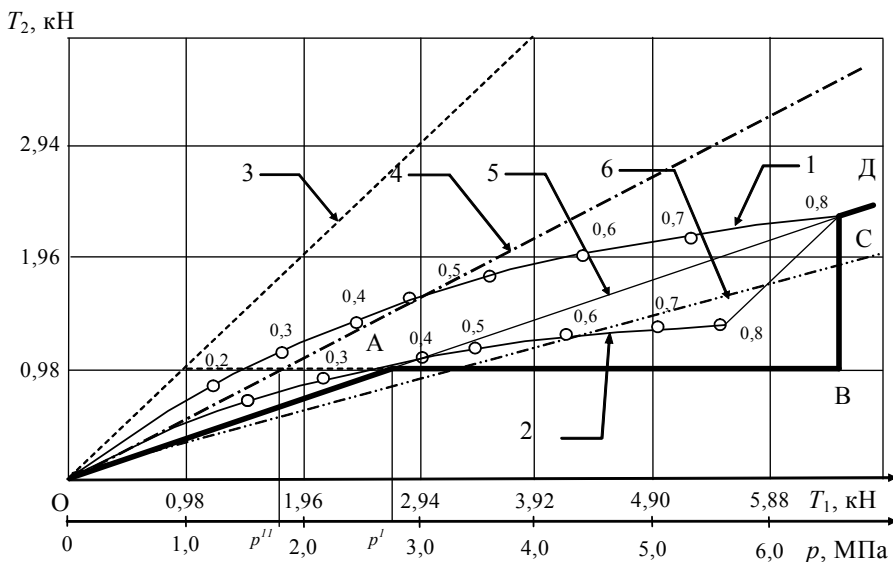


Рисунок – Характеристики регулирования тормозных сил автомобиля LANOS SENS: 1 и 2 – кривые идеального распределения тормозных сил для автомобиля со снаряженной и полной массой; 3 – постоянное распределение при $\beta=0,5$; 4 – постоянное распределение при $\beta=0,61$; 5 – постоянное распределение при $\beta=0,73$; 6 – постоянное распределение при $\beta=0,78$; 0ABCД – регулируемое распределение по предлагаемому способу.

Определим β_p коэффициент регулируемого распределения тормозных сил между осями автомобиля LANOS SENS (участок AB, точка A – первая точка срабатывания регулятора, точка B – вторая точка срабатывания регулятора, см. рис.).

При использовании выражения (1) получим:

$$\beta_p = \frac{K_1 \cdot p}{K_1 \cdot p + K_2 \cdot p_2} = \frac{1}{1 + \frac{K_2}{K_1} \cdot \frac{p_2}{p}}, \quad (11)$$

где $p_2 = 1,0$ МПа - давление в приводе, при котором ограничивается нарастание тормозной силы на задней оси автомобиля (см. рис.);

p_1 – давление в главном тормозном цилиндре, МПа;

$K_1 = 939$ мм² - конструктивный параметр дискового тормоза LANOS SENS, являющийся коэффициентом пропорциональности между значением тормозной силы на передних колесах и величиной приводного давления (определяется расчетом);

$K_2 = 864$ мм² - конструктивный параметр барабанного тормоза LANOS SENS, являющийся коэффициентом пропорциональности между значением тормозной силы на задних колесах и величиной приводного давления (определяется расчетом).

Расчетные значения β_p в зависимости от давления в тормозном приводе приведены в табл. 3.

Таблица 3 – Расчетные значения коэффициента регулируемого распределения тормозных сил

p_1 , МПа	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
β_p	0,52	0,68	0,77	0,81	0,84	0,87	0,88	0,89	0,91	0,92

Давление в тормозном приводе, при котором будут происходить торможение передними и задними тормозами на предварительном этапе испытаний Тип I находим из равенства:

$$\frac{G}{g} \cdot j = K_1 \cdot p_1 + K_2 \cdot p_2 \quad (12)$$

С учетом выражения (12) определим величину давления для ограничения тормозной силы на задних колесах ($p_1 = p_2 = p$, первая точка А срабатывания регулятора, см. рис.):

$$p = \frac{G \cdot j}{g \cdot (K_1 + K_2)}, \quad (13)$$

$$p = \frac{15950 \cdot 3}{9,81 \cdot (939 + 864)} = 2,7 \text{ МПа.}$$

Такому давлению в переднем тормозном контуре соответствует точка А при $\varphi = 0,36$ на кривой 1, см. рис. Это значит, что при переходе от прямой 6 к прямой 5, т.е. при снижении коэффициента распределения тормозных сил между осями автомобиля до $\beta = 0,73$ произойдет снижение нагруженности передних и увеличение нагруженности задних тормозных механизмов (см. табл. 2). В точке С при $\varphi = 0,8$ колеса обеих осей заблокированы. Такое распределение тормозной силы между осями приводит к уменьшению энергонагруженности передних и увеличению энергонагруженности задних тормозов, не снижая эффективности торможения автомобиля.

Коэффициент регулируемого распределения тормозных сил в точке А (см. рис.) меньше, чем действительный коэффициент распределения $\beta = 0,78$, а это значит, что такой выбор точки срабатывания приводит к снижению энергонагруженности передних дисковых тормозов на величину:

$$\Delta A_{TP1} = \frac{\beta - \beta_p}{\beta} \cdot 100\% = \frac{0,78 - 0,73}{0,78} \cdot 100\% \approx 6,4\%.$$

В точке А срабатывания регулятора тормозных сил прямая, ограничивающая тормозную силу на задней оси, проходит через точку $\varphi = 0,36$ на кривой 2 (см. рис.).

Очевидно, что для еще большего снижения энергонагруженности передних тормозов следует снижать значение коэффициента регулируемого распределения тормозных сил путем корректировки точки А срабатывания регулятора в сторону меньшего значения (смещением влево, см. рис., например, при $\beta = 0,61$ - прямая 4 до значения $p' = 1,75$ МПа), что приведет к снижению энергонагруженности передних дисковых тормозов на величину:

$$\Delta A_{TP1} = \frac{0,78 - 0,61}{0,78} \cdot 100\% \approx 21\%;$$

и при $\beta = 0,5$ - прямая 3 до значения $p'' = 1,0$ МПа, что приводит к снижению энергонагруженности передних дисковых тормозов на величину

$$\Delta A_{TP1} = \frac{0,78 - 0,5}{0,78} \cdot 100\% \approx 36\%.$$

Однако в последних двух случаях для автомобиля со снаряженной массой при торможении на скользких дорогах (интервал коэффициента

сцепления $0,15 \leq \varphi \leq 0,36$) не выполняется требование [2] по устойчивости движения.

Выводы

В результате теоретических исследований установлено, что в качестве оценочных показателей энергонагруженности тормозов легковых автомобилей может быть использованы коэффициенты постоянного и регулируемого распределения тормозных сил. Представленная выше методика расчета базируется на режимах предварительного этапа испытаний Тип I и Тип II ОСТ 37.001.067-86.

Для снижения энергонагруженности передних тормозов легкового автомобиля как при служебных, так и при экстренном торможении, следует обеспечить в начальный момент нарастания приводного давления одновременно увеличение его в контурах передних тормозов и ограничение в контурах задних тормозов (точка А на кривой 2 идеального распределения тормозных сил для автомобиля со снаряженной массой, см. рис.). При этом будет выполняться условие опережающего блокирования передних колес при $\varphi \geq 0,15$, что соответствует выполнению требований международного стандарта [2] в отношении торможения транспортных средств.

При предлагаемом распределении тормозных сил между осями автомобиля LANOS SENS происходит снижение энергонагруженности передних тормозных механизмов в сравнении с существующим распределением на 6,4%, а при обеспечении равного распределения тормозных сил - $\approx 36\%$, но имеет место не выполнение требований [2] по устойчивости движения.

Список литературы: 1. *Иларионов В.А.* Торможение автомобиля при переменном коэффициенте сцепления: Сб. науч. тр. / *Иларионов В.А.* - М.: МАДИ, 1970. - Вып. 29. - 115с. 2. Предписание для механических транспортных средств // Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении торможения: Правила ЕЭК ООН №13 / Международ. комисс. при ООН: Пер. с англ. - Изд-во ООН, 1973. - с.59-61. 3. *Демьянюк В.А.* Регулирование тормозных сил автомобилей / *Демьянюк В.А.* - Львов: Высшая школа, 1978. - 79с. 4. *Гредескул А.Б.* Определение параметров тормозной системы с регулятором тормозных сил / *Гредескул А.Б., Федосов А.С., Скутнев В. М.* // Автомобильная промышленность. - 1975. - №6. - с.24-26. 5. *Генбом Б.Б.* Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей / *Генбом Б.Б., Гудз Г.С., Демьянюк В.А.* - Львов: Высшая школа, 1974. - 234с. 6. *Булавкин А.С.* Особенности совместного использования дисковых и барабанных тормозных механизмов на легковых автомобилях: дис. канд. техн. наук: 05.22.02 / *Александр Сергеевич Булавкин.* - Харьков, 1984. - с. 23-25. 7. Тормозные свойства автотранспортных средств. Методы испытаний: ОСТ 37.001.067-86. - [Введ. 01.01.88]. - М.: Изд-во стандартов, 1988. - 61с.

Поступила в редколлегию 03.04.2012